

机型与综述

10 MW 级中速大功率柴油机开发

李 帆¹, 钱德英¹, 刘利军²

(1. 沪东重机有限公司, 上海 200129; 2. 中船动力研究院有限公司, 上海 200129)

摘 要: 主要介绍 10 MW 级中速大功率柴油机 12 MV390 的开发研制过程, 着重在其技术特征及详细开发设计过程, 包括总体设计、系统布置、零部件结构设计、详细技术特征, 以及整机试验情况。试验结果表明: 12MV390 样机的油耗及排放性能均达到国际先进水平, 综合性能指标与当前大功率柴油机的技术发展趋势基本一致。在该机型的研发中大量采用了现代开发工具, 极大地缩短了产品开发周期; 建立起的柴油机自主研发设计平台实现了大功率中速柴油机研发技术及经验的沉淀。

关键词: 大功率中速柴油机; 开发; 零部件; 结构; 试验

中图分类号: TK422; 423 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2017)05-0001-04

Development of 10 MW Medium Speed Large Power Diesel Engine

Li Fan¹, Qian Deying¹, Liu Lijun²(1. Hudong Heavy Machinery Co., Ltd., Shanghai 200129;
2. China Ship Power Research Institute Co., Ltd., Shanghai 200129)

Abstract: The development of 10 MW medium speed high power 12 MV390 diesel engine is introduced, with the focus on its technical characteristics and detailed development and design process, including overall design, system layout, the structural design of parts, detailed technical characteristics and engine test. The test results show that the fuel consumption and emissions of 12MV390 prototype have reached international advanced level, the general performance indexes are in line with the current technical development tendency of large power diesel engines. Lots of advanced development tools were employed in the development of this type of engine, thus reduced the development cycle tremendously. The self-developed R&D platform could realize the deposit of development technology and experiences on large power medium speed diesel engines.

Key words: large power medium speed diesel engine; development; component; structure; test

0 引 言

目前, 中速柴油机的发展呈现出系列型谱完整化、大型化等特点。其缸径范围 160~640 mm; 气缸数: 直列机为 5~9 缸, V 型机为 12~20 缸; 单缸功率 100~1 000 kW 以上。中速机应用市场极为广泛, 可用作大中型船舶辅机、中小型船舶主机以及海工和陆用电站等动力。代表生产厂家有芬兰

Wartsila、德国 MAN 和 MTU、美国 Caterpillar、韩国 Hyundai、日本 Yammar 和 Daihatsn 等公司。

我国大功率中速柴油机的发展经历了引进、自行研制、再引进国产化、消化吸收和提高的过程^[1]。早在 20 世纪 50 年代, 我国就开始了中速柴油机的研制工作。1966 年 6 月, 由沪东造船厂、七一一研究所、陕西柴油机厂和上海交通大学等单位组成了 390 联合设计与试制小组, 产学研结合自

收稿日期: 2016-06-15; 修回日期: 2017-06-15

作者简介: 李帆(1978-), 男, 高级工程师, 主要研究方向为柴油机设计开发, E-mail: lif@hbm.com.cn。

主攻关。1974 年首批 18E390V 样机试制成功。20 世纪 80 年代初,我国开始了专利技术引进,先后生产了法国热机协会的 PC 和 PA 系列中高速机,德国 MTU 的 956 等中高速柴油机。自 21 世纪以来,国内研究院所、企业逐步开始大功率柴油机的自主开发,并初见成效。

本文主要介绍 10 MW 级中速大功率柴油机 12MV390 的开发研制过程,包括:总体设计、系统布置及零部件结构设计,零部件详细技术特征以及试验结果。

1 性能参数及特点

1.1 性能参数

12MV390 首台机设计缸数为 12 缸,其详细性能参数见表 1。

表 1 12MV390 性能参数

缸径/mm	390
冲程/mm	550
额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	600
单缸功率(MCR)/kW	850
燃油消耗率/($g \cdot (kW \cdot h)^{-1}$)	175 (不带泵)
滑油消耗率/($g \cdot (kW \cdot h)^{-1}$)	0.8
最高燃烧压力/MPa	25
平均有效压力/MPa	2.59
活塞平均速度/($m \cdot s^{-1}$)	11.0
燃油喷射压力(共轨系统)/MPa	200
重量功率密度/($kW \cdot kg^{-1}$)	0.12
排放	IMO Tier II (应用 SCR 装置可满足 Tier III)
燃油类型	轻油/重油
平均大修期/h	32 000
应用	1~5 万吨级近海和内河船舶推进、大型工程船舶、大型船舶电站、大型陆用电站、核电应急发电机组、海工平台、豪华邮轮等
MV390 系列	V 型 12/14/16/18/20
功率范围/kW	10 200~17 000

1.2 主要特点

12MV390 单缸功率高达 850 kW,功率密度 $0.12 (kW \cdot kg^{-1})$,整机结构紧凑,机带高低温水泵、滑油泵、燃油泵、自清式滑油滤器。由于采用了高效高压比涡轮增压器、两级空气冷却器和第三代高压共轨燃油系统^[2],燃油消耗率降低;同时

采用了高刚性一体式球墨铸铁机架,全平衡曲轴和球墨铸铁气缸盖等设计,有效降低了整机的振动噪声。

12MV390 的机体采用整体正时齿轮箱,材料为球墨铸铁,V 型设计;进、排气口朝向 V 型内侧,缸盖材料为球墨铸铁;球墨铸铁进气总管位于 V 型角内部;滑油总管铸造在气缸体 V 型腔内;脉冲排气管(每缸一段)布置在 V 型角内侧及进气总管的上方。V 型夹角为 50° 。采用焊接式油底壳。机体两侧各一根凸轮轴,采用 2 级空冷器,2 级涡轮增压方案;在整机前端安装两个水泵、1 个滑油泵和 PTO。采用倒置式主轴承,曲轴采用整体式连续纤维锻造,连杆为并列连杆,活塞为组合式筒形活塞。采用高效高增压系统,两级空冷器方式;燃油系统为电控共轨系统/常规机械单体泵;起动方式为电控压缩空气起动。整机布置如图 1 所示。

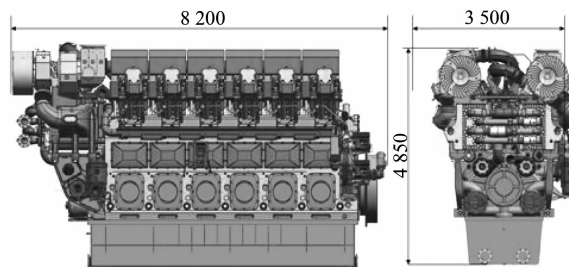


图 1 12MV390 整机布置图

12MV390 研发中采用模块化设计方法^[3],使得柴油机各零部件维修更换更加便捷。运动部件、动力单元(燃烧室相关零部件,包括缸盖、缸套、进排气阀和喷油器等)、正时传动机构、配气机构、多功能接头等均采用了模块化设计理念。在单缸机开发中,机座组件、气缸组件体、运动件组件、正时传动机构、质量平衡系统、燃油系统均采用了模块化设计理念。

2 系统及部件设计

2.1 系统设计

(1) 燃油系统

为满足 IMO Tier II 排放要求,同时将燃油消耗率控制在 $175 (g \cdot (kW \cdot h)^{-1})$ 以下,12MV390 的共轨系统采用分布式设计理念,将系统的蓄压功能部分集成到喷油器中,喷油器与喷油器之间,及喷油器与高压油泵之间则通过高压油管串接起来,通过合理设计匹配高压油管的结构及尺寸,使得系统在拥有蓄压功能的同时,结构大大简

化, 布置灵活性提高。

采用 2 个燃油泵供油, 燃油共轨管采用“Mini”管(小油腔共轨管)方案, 一缸一段“Mini”共轨管, 起到一定的蓄压作用, 而主要的蓄压功能由喷油器自带的蓄压腔完成。

(2) 润滑系统

12MV390 的润滑系统方案为机带滑油泵(每台两个, 并联调压阀), 将滑油从日用油箱抽出, 至滑油冷却器, 经冷却后至滤器, 经过滤后的滑油进入柴油机主油道, 过滤出来的污油直接进入油底壳, 最后回到日用油箱。

机架内滑油孔布置采用从机架底部钻孔将滑油总管内的滑油引入主轴承的方式, 另外从机架侧面及顶部钻孔, 将引入主轴承的部分滑油引至凸轮轴和随动轮轴, 然后将通过顶部机架滑油孔出口的润滑油引至多功能接头, 进入缸盖。滑油管铸造在机架 V 形腔内, 滑油道在机架内容易布置。滑油泵的压力调节阀由控制信号调节。滑油泵和传动齿轮机构主要布置在 PTO 端。

(3) 冷却系统

12MV390 的冷却系统分为两路, 一路为高温冷却回路, 一路为低温冷却回路。高温水系统的水循环由柴油机机带水泵实现。水泵装在一个正时齿轮箱上。冷却水通过进水总管, 依次经过缸套、气缸盖和排气阀。柴油机出口水进入第一级空冷器, 然后由恒温阀根据温度将部分水分流到海水冷却器中。膨胀水箱一端接在冷却系统的压力最低处, 即水泵的进水口处, 另一端接在中冷器的出口处, 去除气泡, 补偿冷却水。而低温水系统则根据装置需要, 设计为经过第二级空冷器、滑油冷却器的水循环, 既可以是水系统的一个分支回路, 也可以是一个独立的循环系统。初始设计为独立的循环系统, 此系统由柴油机的另一个机带水泵驱动。

(4) 进排气系统

12MV390 采用单级增压和两级空气冷却的方案。空冷器壳体集成在增压器托架上。增压空气经增压器托架前端进入空冷器, 然后经增压器托架后端直接进入机架 V 型角进气总管。设计兼顾了后期 V20 机的开发, 对增压器托架采用 V12 和 V20 机共用底座的设计, 即增压器托架分为两部分, 下部为公用底座, 上部为支架。

2.2 零部件设计

(1) 机体

12MV390 的机体为无机座、倒挂式主轴承座的 V 型设计, 机体材料为球墨铸铁(QT400-15),

主轴承盖的材料为球墨铸铁(QT500-7)。机体的设计充分考虑了其受力情况, 以便使力的传递沿着较短的距离平缓地分散, 及改变力流的方向。倒挂式主轴承曲轴箱的横隔板承受来自气缸的气体爆发压力。横隔板上布置有加强筋, 使爆发压力沿最短的距离平缓地传至主轴承座, 并尽可能使应力分布均匀。机体受力简图如图 2 所示。

12MV390 主轴承盖采用倒挂式结构型式, 主轴承座侧面定位方式采用机体侧面定位, 轴向定位用定位销。

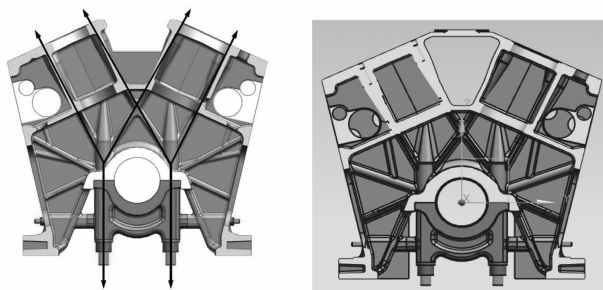


图 2 机体受力简图

(2) 燃烧室组件

12MV390 缸盖采用铸造缸盖, 材料为 QT400-15, 为四气门结构, 喷油器布置在中心, 结构对称, 热负荷分布较好。

由于单缸功率高达 850 kW, 最高燃烧压力为 25 MPa, 燃烧室受热部件的热负荷和机械负荷都非常高, 缸盖、缸套在工作过程中承受着高强度的机械负荷和热负荷, 必须具有很好的强度性能。设计中采用 FEA 和 3D CFD 软件, 对气缸盖和缸套在预紧力、预紧力-热应力、预紧力-热应力-最高燃烧压力三种工况下进行热-流-固多物理场耦合仿真分析^[4], 得到气缸盖、缸套的应力和变形分布, 并对缸盖和缸套进行了变形评估^[4]。缸盖、缸套温度场分布如图 3。

由于 12MV390 活塞须承受较大的最高燃烧压力, 同时考虑了未来的发展趋势, 采用了钢顶、钢裙组合式活塞设计, 3 道活塞环, 活塞顶和活塞裙通过螺栓连接。

(3) 曲轴

在设计分析过程中, 以 IACS M53 规范为基础, 借助 CAE 辅助设计手段, 对曲轴的结构强度和疲劳寿命进行分析, 并对设计方案进行校核和优化, 得到相对最优的曲轴设计方案。

12MV390 曲轴采用 42CrMo4 材料, $R_m \geq 950$ MPa, 后续可根据实际承受负荷情况使用其它材料。首台机曲轴采用自由锻, 而产品系列化采用

连续纤维锻 CGF 的方式。滑油孔采用每个曲拐上斜钻孔的方式,滑油孔倾斜角为 27° 。由于滑油孔孔口倒圆的尺寸和表面状况对曲轴的安全系数影响非常大,在实际研制中通过钳工手工修磨保证达到图纸要求 R5。

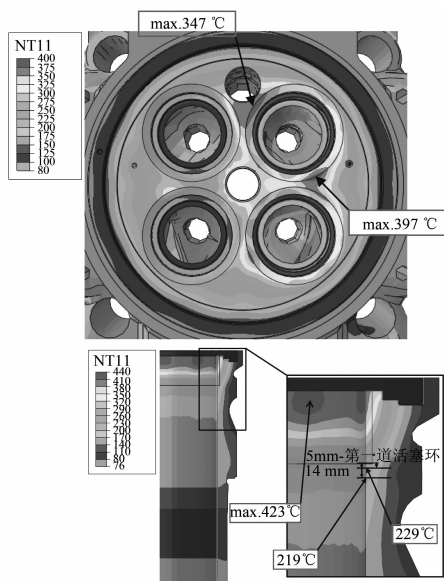


图 3 缸盖、缸套温度场分布图

(4) 连杆

设计采用并列式、三段式的船用连杆,杆身截面为圆形,杆身材料为 42CrMo4。连杆小端采用阶梯形,有助于提高承压面积。衬套与连杆小头孔为过盈配合。连杆大端处的压力油经杆身上的油道至小端,对小端进行压力润滑。连杆大端为平切口分体式结构型式,便于连杆的制造加工;维修便捷,不须要吊拆连杆,即可修理连杆和轴承。

(5) 配气机构

12MV390 配气机构采用相同的进排气摇臂和进排气顶杆设计。进排气随动轮采取滚轮设计,凸轮轴采取分段组合结构,各凸轮轴连接段相同,通过法兰连接。这种设计方案既保证了阀系的性能要求,又最大程度保证了制造、维修的便利。根据气阀负荷情况和安装空间要求,在进排气阀的控制上选用成熟的能精确控制精度的转阀机构,同时还能解决阀杆气阀盘接触面的过度磨损问题。

3 试验结果

3.1 性能试验

图 4 为试验所测数据与仿真值的对比,可以看出两者比较接近,也证明了仿真预测模型的准确性,以及基于 CAE 的预测设计的普遍应用总体上是可靠的。

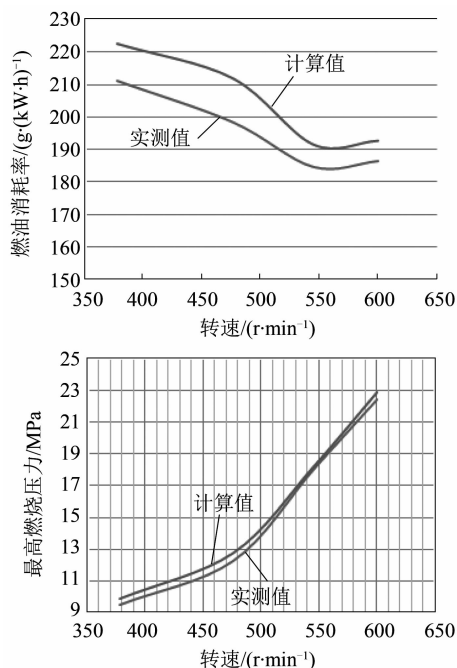


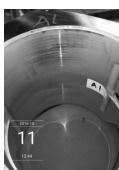
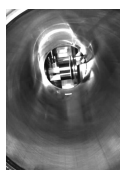
图 4 燃油消耗率和最高燃烧压力的实测值与计算值比较

图 4 的实测数据为柴油机在机带泵运行的前提下测得,包含了主滑油系统机带泵二台,缸套高温水机带泵一台,空冷器低温水机带泵一台,180 MPa 高压共轨柱塞式燃油泵两台。根据机带泵流量和相应功率消耗性能曲线折算到柴油机的燃油消耗总增加约为 $5 \sim 6 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$,故去除机带泵的影响,实际油耗值为 $180 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 左右。又由于使用了米勒循环^[5],柴油机燃油消耗增加约为 $7 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ (在 $+5\%$ 范围内),因此试验燃油消耗率去除机带泵影响后完全满足设计要求 ($175 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}) + 5\%$)。

3.2 磨合试验后勘验

经过磨合试验后,对部分关重零部件进行了拆解勘验,勘验结果见表 2。表明:12MV390 的开发设计符合预定目标。

表 2 零部件勘验结果

零部件	排气阀	活塞	连杆衬套	缸套
实物图片				
状态评价	状态正常	顶面有积液痕迹,活塞环、活塞销状态正常。	状态正常	状态正常

(下转第 11 页)

增大, 燃烧相位 CA50 前移。低负荷下燃烧特征参数对引燃油量的变化比高负荷时更敏感。

(2) 引燃柴油喷射时刻从 15 °CA BTDC 往 8 °CA BTDC 推后时, 滞燃期先减小而后不变, 燃烧持续期缩短, 同时缸压峰值不断降低, 且峰值出现时刻延后。

(3) 要实现较高的热效率, 低负荷时的引燃柴油热值占比要高于高负荷时的, 例如 100% 负荷下只需要 1% 即可, 35% 负荷时则需要 2%。

(4) 高负荷比低负荷时更容易实现较低的 NO_x 排放; 低负荷下, 通过采取减少喷油量配合适度增大喷油提前角的方式, 可以在满足动力性的前提下达到降低 NO_x 排放的目的。

(5) 因为引燃柴油占比极小, 所以 HC 排放主要为未燃天然气, 引燃油喷射时刻对未燃天然气影响巨大。

参考文献

- [1] 彭雪竹. 国内外双燃料发动机发展状况分析 [J]. 船舶物资与市场, 2012 (3): 16-21.
- [2] KANCHERLA R V M C, RATHINAM B, DOUAILLER B, et al. Spray modelling for GDI application: two different approach [C]. International Mobility Conference, 2016.
- [3] CAMERETTI M C, TUCCILLO R, SIMIO L D, et al. A numerical and experimental study of dual fuel diesel engine for different injection timings [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 101: 630-638.

(上接第 4 页)

4 结 论

(1) 通过总体设计技术、系统集成与优化匹配技术、部分关键零部件的设计、制造及工艺等方面的研究, 成功开发出 10 MW 级大功率中速柴油机样机 12MV390, 其油耗及排放性能均达到国际先进水平, 综合性能指标与当前大功率柴油机的技术发展趋势基本一致, 可满足目标市场需求, 后续将根据客户需求开展定制化开发。

(2) 现代开发工具在发动机研发中发挥着越来越重要的作用。本文运用 CAE 辅助设计手段, 开展了柴油机性能仿真模拟计算, 在开发过程中就可准确预测柴油机的技术参数。这些技术参数经试验验证后, 可逐步提高设计的准确度和效率, 极大地缩短了产品开发周期。

- [4] 李伟峰, 刘忠长, 王忠恕, 等. 引燃柴油量和当量比对双燃料发动机低负荷燃烧的影响 [J]. 内燃机学报, 2015, 33 (6): 481-490.
- [5] 周磊, 唐利军, 宁小康, 等. 柴油引燃天然气发动机不同喷射时刻和引燃油量下的燃烧和颗粒排放特性研究 [J]. 内燃机工程, 2015, 36 (1): 119-124.
- [6] 刘杰, 张欣, 杨福源, 等. 引燃油量对柴油引燃天然气发动机燃烧特性的影响 [J]. 汽车工程, 2015, 37 (4): 375-379.
- [7] SOM S, WANG Z, LIU W, et al. Comparison of different chemical kinetic models for biodiesel combustion [C]. ASME 2013 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2013: V002T02A004.
- [8] 尧命发, 许斯都, 李远洪, 等. 双燃料发动机的燃烧模型 [J]. 燃烧科学与技术, 2002, 8 (4): 358-363.
- [9] 耿超, 张玉银, 徐斌, 等. 喷雾特性 CFD 仿真的准确性与效率的探讨 [J]. 内燃机工程, 2015, 36 (6): 130-136.
- [10] MIKULSKI M, WIERZBICKI S. Numerical investigation of the impact of gas composition on the combustion process in a dual-fuel compression-ignition engine [J]. Journal of Natural Gas Science & Engineering, 2016, 31: 525-537.
- [11] WANG Z, ZHAO Z, Wang D, et al. Impact of pilot diesel ignition mode on combustion and emissions characteristics of a diesel/natural gas dual fuel heavy-duty engine [J]. Fuel, 2015, 167: 248-256.
- [12] ABIDIN Z, FLOREA R, CALLAHAN T. Dual fuel combustion study using 3D CFD tool [C]. SAE 2016 World Congress and Exhibition, 2016.

(3) 通过本项目的研发建立了柴油机自主研发设计平台, 可以实现大功率中速柴油机研发技术及经验的沉淀, 逐步提升我国大功率中速柴油机的自主开发能力和制造能力, 促进相关配套产业的发展, 提高国际竞争力。

参考文献

- [1] 顾宏中, 郭中朝. 船用大功率柴油机的开发与性能设计 [C]. 全国大功率柴油机学术年会, 2005: 8-10.
- [2] 郭海涛. 高压共轨喷油系统喷油规律与控制策略的研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2001.
- [3] 张雪莲. 船用柴油机模块化设计方法研究 [D]. 镇江: 江苏科技大学, 2010.
- [4] 徐聪聪. 柴油机气缸盖热-流-固多场耦合仿真研究 [D]. 太原: 中山大学, 2011.
- [5] 吴鹏. 柴油机米勒循环与两级涡轮增压的研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.